

JP 43-17461

JP 43-17461 discloses a reciprocating mechanism for use in an internal combustion engine, an air compressor, a crank press or the like. Figure 1 depicts a double eccentric mechanism comprising a shaft 1, an eccentric shaft 2 integrally formed with the shaft 1, an eccentric ring 4 rotatably mounted on the eccentric shaft 2, and a circular ring 5 in which the eccentric ring 4 is rotatably accommodated. The double eccentric mechanism further comprises two guide rods 6 secured to the circular ring 5 and two supports 7 secured to a frame 8 to slidably support respective guide rods 6. Figures 2 to 6 depict a motion of the double eccentric mechanism shown in Figure 1. Figures 7 to 9 depict an example in which the mechanism shown in Figure 1 is employed in a heat an engine, an air compressor or the like. Figures 10 and 11 are explanatory of a ratio of angular velocities of a drive portion of the double eccentric mechanism. Figure 12 depicts a mechanism in which three eccentric shafts 2 have a phase difference of 120° and two pistons are provided in association with the circular ring 5 accommodating one of the three eccentric shafts 2. This mechanism can advantageously reduce vibration. Figure 13 is a view similar to Figures 2 to 6, but depicts a modification thereof.

往復運動機構

特 願 昭 39-72834
出 願 日 昭 39. 12. 25
発 明 者 出願人に同じ
出 願 人 大八木光治
川崎市下平間 236 の 5
同 森田 鈞
東京都中野区本郷通り 3 の 15

図面の簡単な説明

図面中第1図は、第2図のI-I線を含み紙面に直角な平面で切断し、視矢の方向より見た一部断面図、第2図は、第1図のII-II線を含み紙面に直角な平面で切断し、視矢の方向より見た一部断面図、第3図の上図、第4図、第5図、第6図は機構の変位と運動の説明図、第3図の下図は直角運動の力を与えて回転運動に変換する力学上の説明図、第7図は、本発明の機構を熱機関、圧縮機等に適用した一例を示す図面、第8図は、第7図のIII-III線を含み紙面に直角な平面で切断し、視矢の方向より見た一部断面図、第9図は、第7図の機構の背面図である。第10図、第11図は二重偏心機構の駆動部の角速比の説明図、第12図は、本発明の実施効果の一例を示す図面、第13図は、第7図、第8図、第9図に例示した発明とは別の発明の一実施例の説明図。

発明の詳細な説明

本発明は公知の二重偏心機構において偏心軸の回転運動を従動節の直線往復運動に変え、あるいは逆に従動節に直線往復運動を与えて偏心軸から回転運動を取り出す機構の実用化に関するもので、上記の運動の変換は機構構成要素の幾何学的変位の上では可能であるが、実際に偏心軸にトルクを作用させて駆動すると極めて不安定な運動をする。すなわち、運動学的には不可能な欠点を有する。

本発明の目的は、内燃機関、空気圧縮機、クランクプレス等を使用されているクランク滑り子機構に代つて上記の二重偏心機構を実用に供するために、後述するような媒介節を設けることによつて、運動学的に安定な運動の変換をする実用的な新機構を得るにある。

図面について説明すると、第1図は二重偏心機構の説明図で、第2図から第6図までは幾何学上ならびに運動学上の説明図である。

第1図において、枠体8に設けた2個の軸受3で両端を支承した軸1の中心線と平行に距離eだけ上方に中心線を有する偏心軸2を凸設する。

該偏心軸2の外周は偏心環4に穿つた円孔に回転自在に嵌入する。該円孔の中心は偏心軸2の中心と一致し、偏心環4の中心からの距離は上記の偏心軸1の偏心距離eと等しくする。即ち第2図のように軸1の中心を O_s 、偏心軸2の中心を O_e 、偏心環4の中心を O_R とすると $O_s O_e = O_e O_R$ である。円環5には偏心環4を回転自在に收容し、該円環5の中心線と図面上で直角に交わる中心線を有する2個の案内棒6固着し、枠体8に設けた2個の案内棒受け7によつて該案内棒6を拘束し、第2図のI-I線の方向の往復運動のみを許すようにする。したがつて、この二重偏心機構では軸1の中心 O_s は定点である。円環5の中心 O_R は、I-I-I線上的往復運動だけが可能となる。

以上記述した二重偏心機構について幾何学上の変位について説明する。

第3図は、軸1を逆時計廻りに θ 回動したときに機構各部の占める位置を示した図である。偏心軸2の中心 O_e は、 O_s を通りI-I線と θ の角をなす $O_s O_e$ 線上にあつて、 $O_s O_e = e$ なる位置にある。次に円環5と偏心環4とは同一中心を有し、該中心はI-I-I線上にあることは前述のとおりであるから O_R は、 O_e を中心とし半径eなる円周とI-I線との交点上に位置する。

従つて、 $\triangle O_e O_s O_R$ において

$$O_e O_s = O_e O_R = e$$

即ち、 $\triangle O_e O_s O_R$ は常に二等辺三角形を形成する。

$$\therefore \angle O_e O_s O_R = \angle O_e O_R O_s$$

即ち、軸1が O_s を中心とし逆時計廻りに θ 回動するときには、偏心環4は O_R を中心として時計廻りに θ 回動しながら下方に変位する。この変位Sは円環5の変位と同一で、第2図の位置を始発位置として計算すると、

$$O_R O_s = O_e O_s \cos \theta + O_e O_R \cos \theta$$

$$= 2e \cos \theta$$

$$S = 2e - 2e \cos \theta$$

$$= 2e(1 - \cos \theta) \dots \dots \dots (1)$$

で表わされる。

次に第3図の位置から軸1を逆時計廻りに次4図の位置まで $90^\circ - \theta$ 回転すると、偏心環4も時計廻りに $90^\circ - \theta$ 回転するときにも偏心環4の中心 O_R は、 $2e$ だけ下方に変位して軸1の中心 O_s と重なる。

さらに軸1を回転すると第6図の位置を通過して円環5は下死点に達し、第2図と対称の位置を占め、さらに回転すると、第3図、第4図、第6図と対称の位置に変位しながら第2図の位置に復帰する。

次に第3図で、 O_e を中心とする角変位を考えると、軸1が O_s を中心として逆時計廻りに θ 回転する間に偏心環4はその円孔の中心 O_e に対しては時計廻りに 2θ 回転する。

換言すれば偏心環4と軸1との相対角変位は 2θ であるから軸1に角変位を与えて円環5に直線往復変位をさせるのに必要な幾何学上の条件はつぎのとおりである。

第1条件

軸1の中心 O_s は I—I 線上の定点で、偏心環4の中心 O_R は、常にこの定点 O_s を中心とし、 $2e$ なる振幅で I—I 線上を単弦変位をする。

第2条件

O_s を中心として軸1が任意角 θ 回転すると、偏心環4は O_R を中心として軸1とは逆向きに θ の角変位をする。

また O_R を中心として偏心環4が任意角 θ 回転すると、偏心軸2は O_s を中心として偏心環4とは逆向きに θ の角変位をする。

換言すると軸1と偏心環4とが互いに逆向きに等しく θ の角変位をするときは、軸1と偏心環4との間の相対角変位は 2θ である。

以上で、二重偏心機構において駆動軸1を回転して円環5を往復変位させるために必要な幾何学上の変位について説明した。次にこの機構を運動学上から検討する。

第2図で軸1にトルク $O_s O_e \times F$ を与えると偏心環4には O_R を中心とするトルク $O_R O_e \times F$ が発生し、互いに逆方向に回転して第3図の位置を占める。第3図(上図)で同様に軸1に加えるトルク $O_s O_e \times F$ を一定とする。

力 F により偏心環4を介して円環5には F' なる力が作用する。この力 F' を垂直水平の二分力 F'_v 、 F'_h に分けると F'_h の方向に対しては円環5は拘束されているが F'_v の方向には動き得るから偏心

環4は時計向きに回転して円環5を下方に垂直運動させて、第3図から第4図の位置に移行する。

第4図の位置では偏心環4の中心 O_R は軸1の中心 O_s と重なっている。従つて偏心環4が自力で時計廻りの回転を持続するために必要な回転エネルギーを蓄えていないときはその回転方向は自由である。第4図の位置で軸1にトルク $O_s O_e \times F$ を考えると偏心環4は時計廻りに回転して第6図の位置を占めるよりは、逆時計廻りに回転して第5図の位置を占める方が、偏心環4の垂直変位、 $2e \cos \theta$ だけ抵抗が少なくなる。即ち偏心環4の回転度が小さく回転エネルギーを持つていないときは偏心環4は逆転して円環5は停止する。

次に直線往復運動を回転運動に変える機構として二重偏心機構が適当であるかどうかを検討する。第3図の下図において偏心軸2と偏心環4の関係位置が第3図の上図と同じであるとする。

軸1にはトルクを作用させないで案内棒6に垂直方向の力 F_1 を作用させると円環5は、偏心環4を下方に圧下する。

偏心軸2の中心 O_e を通る垂直な直線と偏心軸2の外周との交点で、互いに向き合う等しい二力 F_2 、 F_2' を考えると F_1 、 F_2' は偶力となつて偏心環4を矢印の方向に回転するように作用する。

O_s から作用線に下した垂足を P とすると軸1にトルク $P O_s \times F_2$ が矢印の方向に作用する。

従つて円環5を下方に変位させると同時に軸1を回転して直線往復運動を回転運動に変え得る。

このように回転運動と往復直線運動との相互変換をさせるには、常に偏心軸2と偏心環4を等しい角速度で互いに逆向きのトルクで回転させるために、偏心軸2と偏心環4の間に介在する装置がなければならない。

本発明は、この装置を得ることを目的とする。

図面について、本発明の実施例を説明すると第7図で、円環5の両側には耳状突起9を設け該耳状突起9には円筒孔を穿ち、該円筒孔をそれぞれ囲筐11に固着した2個の案内棒10上を摺動し得るように嵌入して該円環5を拘束し、上下方向の直線往復運動のみを許すようにする。円環5に固着したロッド6の先端にはピストン13を固着し、該ピストン13をシリンダ12内に嵌入して往復機関を構成し本発明の一実施例とする。

第7図、第8図、第9図について円環5とその内部の構造について説明する。

第8図の駆動軸1の両端は囲筐11に設けた2個の軸受21によつて回転自在に支承する。

偏心軸2は駆動軸1に凸設して一端に鎖車18を刻設する。偏心軸2の外周は、ころがり軸受17を介して偏心環4の中心から距離 e だけ偏心した位置を中心として該偏心環4に穿つた円筒孔内に回転自在に支承する。

偏心環4は、円環5内にころがり軸受16を介して回転自在に嵌入されている。

偏心環4の肉厚の部分には第8図のように円筒孔を貫通してころがり軸受23を介して中間軸22を回転自在に支承する。該中間軸22の一端には鎖車19を固着し、偏心軸2の端部に該設した鎖車18と巻掛媒体節20とにより回転運動を伝達するようにする。

中間軸22の他端では、第9図のように歯車15を固着し、円環5に固着した内歯歯車14と噛み合うようにする。

上記の機構において、駆動軸1を回転すると鎖車18の回転は巻掛媒体節20を介して同方向に鎖車19中間軸22に伝達する。第9図のように円環5に固着された内歯歯車14と噛み合う歯車15を固着した中間軸22は O_s を中心として軸1とは逆向きに回転するから中間軸22を支承する偏心環4も駆動軸1と互いに反対の方向に回転する。2個の鎖車18・19と2個の歯車14・15の歯数を適当に選ぶと、鎖車18の角速度を偏心環4の角速度の2倍とすることは可能である。

第10図、第11図はこの歯数比を計算するための図面である。第10図において駆動軸1の中心 O_s と偏心環4の中心 O_R は重なっている。 $O_R O_e = O_s O_e = e$ で、 O_e を中心とし R_e を半径とする円は鎖車18のピッチ円である。

O_g は中間軸22の中心を示し、 O_g とし半径 r_2 なる円は鎖車19のピッチ円で、半径 r_1 なる円は歯車15のピッチ円である。

O_R を中心とし R_r を半径とする円は内歯歯車14のピッチ円である。

第10図では O_e, O_s, O_r, O_g が直線 $V-V'$ 上に位置している。即ち、第9図と同一の位置を取っている。

第10図において、軸1を逆時計廻りに α ラジアン回転すると、機構各部は既述の第1条件と第2条件とを満足しつつ第11図の位置を占めるものとする。鎖車18は O_e を中心として、 $\angle NOU = 2\alpha$ ラジアン回転するから、巻掛媒体節20は $\widehat{NU} = 2\alpha \times R_e$ に相当する中心周の変位を鎖車19に伝えて、中間軸22を β ラジアン回転するから

$$\widehat{NU} = \widehat{ML} = r_2 \beta = 2\alpha \times R_e \dots\dots\dots (3)$$

次に中間軸22が β ラジアン回転したとき歯車15が内歯歯車14と噛みあつて、偏心環4が O_R を中心として回転したピッチ円上の弧の長さを \widehat{PL} とし、歯車15が β ラジアン回転したピッチ円上の弧の長さを KQ とすると、

$$\widehat{PL} = \widehat{KQ} = r_1 \beta = \alpha R_r \dots\dots\dots (4)$$

$$(3) \text{と} (4) \text{から} r_2 : r_1 = 2R_e : R_r \dots\dots\dots (5)$$

即ち、(5)式を満足するように鎖車18・19、内歯歯車14、歯車15の歯数を決定すればよい。 $r_2 = r_1$ にとると $R_r = 2R_e$ 、即ち、鎖車18と内歯歯車14のピッチ円半径の比を1:2とする軸1と偏心環4とは互いに逆向きに等角速度で回転して円環5に直線往復運動を与える。

$r_2 \neq r_1$ の場合は各鎖車と各歯車のピッチ円半径を(5)式を満足するように選定すればよいことは明らかである。この直線往復運動の変位を S とすると、 $S = 2e(1 - \cos \theta)$ である。

駆動軸1が角速度 ω で回転するときの円環5の線速度を U とすると、

$$U = \frac{d}{dt} 2e(1 - \cos \omega t) = 2\omega e \sin \omega t$$

即ち、公知のクランク滑り子機構の滑り子の運動と異なり、甚だ簡明な単弦運動をする利点を有する。

逆に円環5に単弦運動を与えると軸1を一定な回転度で回転させることも可能である。

本発明の機構では中心 O_s から偏心軸2の重心までの長さ、偏心環の中心 O_R から偏心環の重心までのそれぞれの距離を釣合するように製作して偏心に起因する振動を消去することは容易である。クランク滑り子機構では連結杆の質量によつて直線運動方向と直角に振動を発生する。この振動は消去することは困難である。従つて二重偏心子機構では振動を少なくし得る効果がある。駆動軸1に突設した偏心軸2は、一個所でなく数個の偏心部を適当な間隔で、軸1の中心線の周りに適当な位相差で串型に並べ、かつこれらの各偏心部に偏心環を嵌入して復列型の駆動軸を製作し得る。このような軸は公知のクランク軸より製作が容易である上に次の特性を有する。

第12図のように偏心部2の位相差を 120° とし、等間隔で軸1上に突設した駆動軸を使用して6個のシリンダーを互いに向き合わせて一平面上に配列して円環には2個のピストンを対向して取付けて構成した機関では明らかに振動が少なくなる効果がある。

第7図の機構を船用機関に採用すると機関全体の高さを甚だ低くすることが可能となるから馬力当りの機関容積を著しく減少し得る効果がある。

以上は偏心距離を等しくする二重偏心機構において両偏心子の間に鎖車、歯車、巻掛媒体節等を介在させて、両偏心子が互いに逆向きに等しい角速度で回転するようにした発明であつて、やや複雑である。従つて本機構が実用に供される場合に、駆動軸1の回転度が公知の圧縮機、内燃機関と同等程度のときにはこの機構を簡略化した他の一つの発明を提案し得るので下記に説明する。

再び、第4図、第5図について説明すると、既述のように軸1の回転度が低く従つて偏心環4の回転度が低い場合には、偏心環4は自力で時計廻りの回転を持続するのに必要な回転エネルギーを蓄えていないから第4図の位置から逆時計向きに回転して円環5が往復運動を停止する。この不都合をさけるには偏心環4の回転が時計向きにのみ許されて反転を禁止すると同時に駆動軸1の回転方向も偏心環4の許容された時計向きと逆向きにのみ回転するようにし、かつ回転速度が大きい場合には偏心環4は自力で時計廻りの回転を持続するために必要なエネルギーを蓄えているから第4図の位置から第6図の位置に移行することが可能となる。

即ち、既述の第1発明とは別に第2の発明を得る。第13図について第2の発明を説明すると、駆動軸1、偏心環4の相対的位置は第4図と全く同様である。本発明では既述の歯車、鎖車、巻掛媒体節等を使用しないで公知の摩擦爪を使用する。偏心環4の一部に三角形の切欠部24を設けボール26とバネ25を該切欠部24内に収容しバネ25でボール26を押圧して構成する摩擦爪装置を構成する。この装置によれば偏心環4は時計向きの回転だけが許されることとなる。

駆動軸1を逆時計向きに回転するためにトルク $O_e \cdot O_R \times F$ を与えると偏心環4にも同様のトルクが作用して偏心環4を逆時計向きに回転しようとする。しかし3個の摩擦爪装置によつて阻止されるから回転することはできない。従つて力Fの

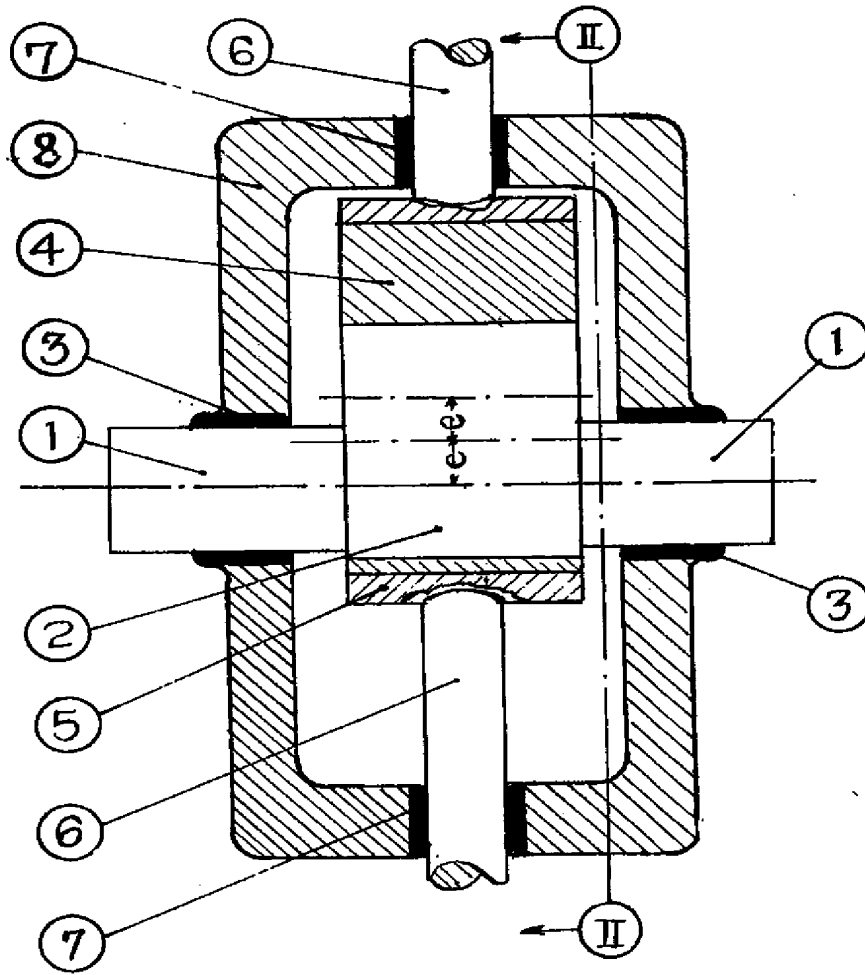
みが円環5に作用する。これは第3図の垂直分力である F'_v と同様の作用を考えることによつて偏心環4は時計向きに回転することは明らかである。第2図、第3図、第6図の位置にあつては既述のように駆動軸1を回転すると摩擦爪装置の助けを借りなくとも第1、第2条件を満足して作動する。即ち本発明は、前述の第1発明より機構が簡単な上に作用効果の点では同等である。

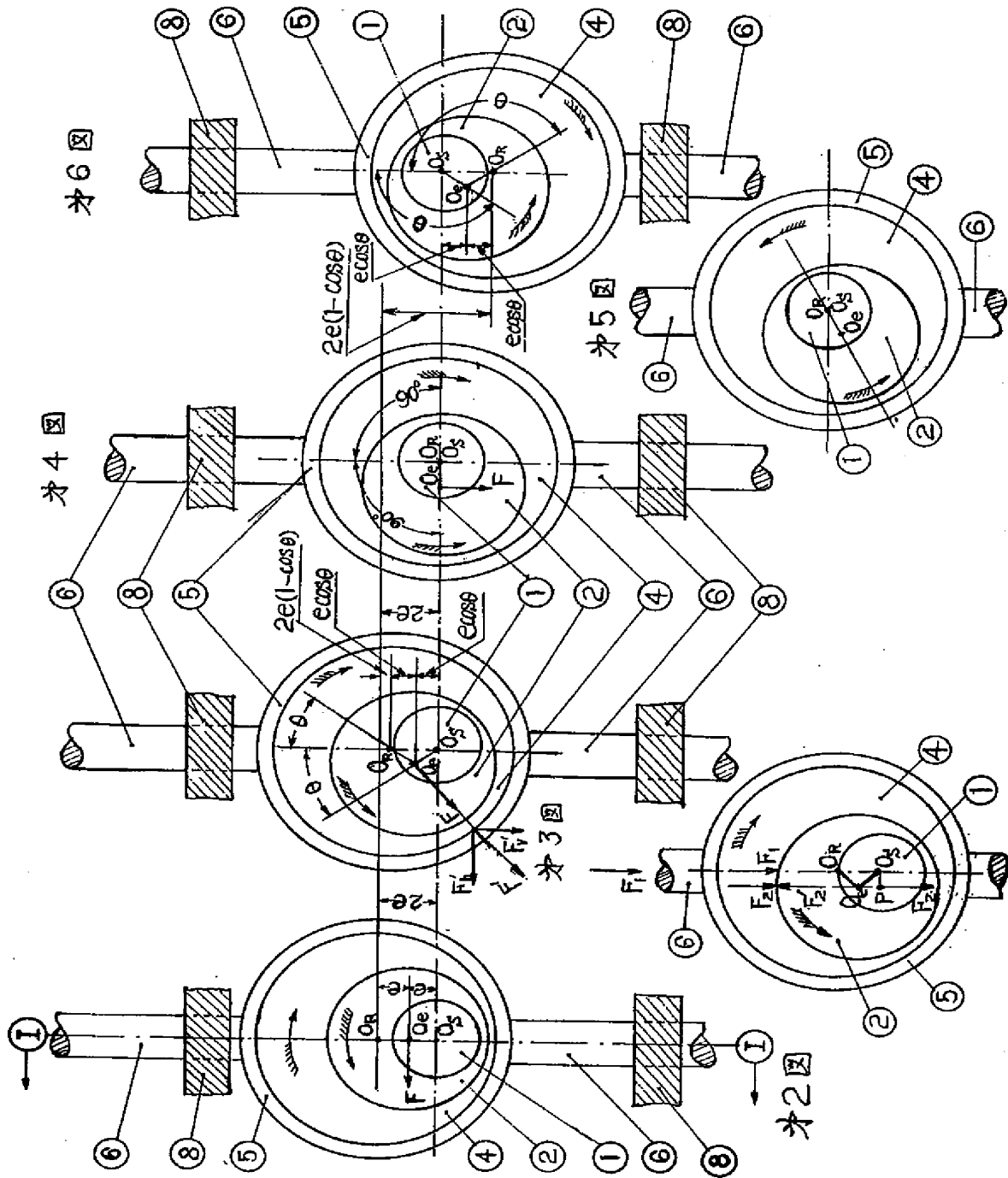
特許請求の範囲

1 駆動軸の中央部を偏心させた偏心軸の両端を回転自在に軸受で支承し、該中央偏心部外周に該偏心軸と偏心距離の等しい偏心円筒孔を有する偏心環の該円筒孔を回転自在に嵌入し、さらに該偏心環の外周を偏心軸と直角方向に摺動し得るようにした摺動子に設けた円筒孔に回転自在に嵌入し、かつ、駆動軸の中心線偏心軸の中心線、偏心環の中心線が、それぞれ平行かつ等距離にあるように摺動子を摺動子案内子上に摺動可能に構成された二重偏心機構において、偏心軸の一端に該設した鎖車と、偏心環の肉厚部に軸中心線と平行に設けた中間軸に固着した鎖車とを巻掛媒体節で接続し、該中間軸には他の歯車を固着して、摺動子に該摺動子の円筒孔と同心に固着した内歯歯車と噛み合わせ、各鎖車、各歯車のピッチ円半径を適当に選定して、偏心軸と偏心環とが互いに逆向きに等角速度で回転し得るようにした二重偏心機構における駆動装置。

2 駆動軸の中央部を偏心させた偏心軸の両端を回転自在に軸受で支承し、該中央偏心部外周に該偏心軸と偏心距離の等しい偏心円筒孔を有する偏心環の該円筒孔を回転自在に嵌入し、さらに該偏心環の外周を駆動軸と直角方向に摺動し得るようにした摺動子に設けた円筒孔に回転自在に嵌入し、かつ、駆動軸、偏心軸偏心環の中心線がそれぞれ平行かつ等距離にあるように摺動子を摺動子案内子上に摺動可能に構成された二重偏心子機構において偏心環と摺動子に設けた円筒孔と間に摩擦爪装置を介在させて偏心軸と偏心環とが互いに逆向きに等角速度で回転し得るようにした二重偏心子機構。

図 1 才





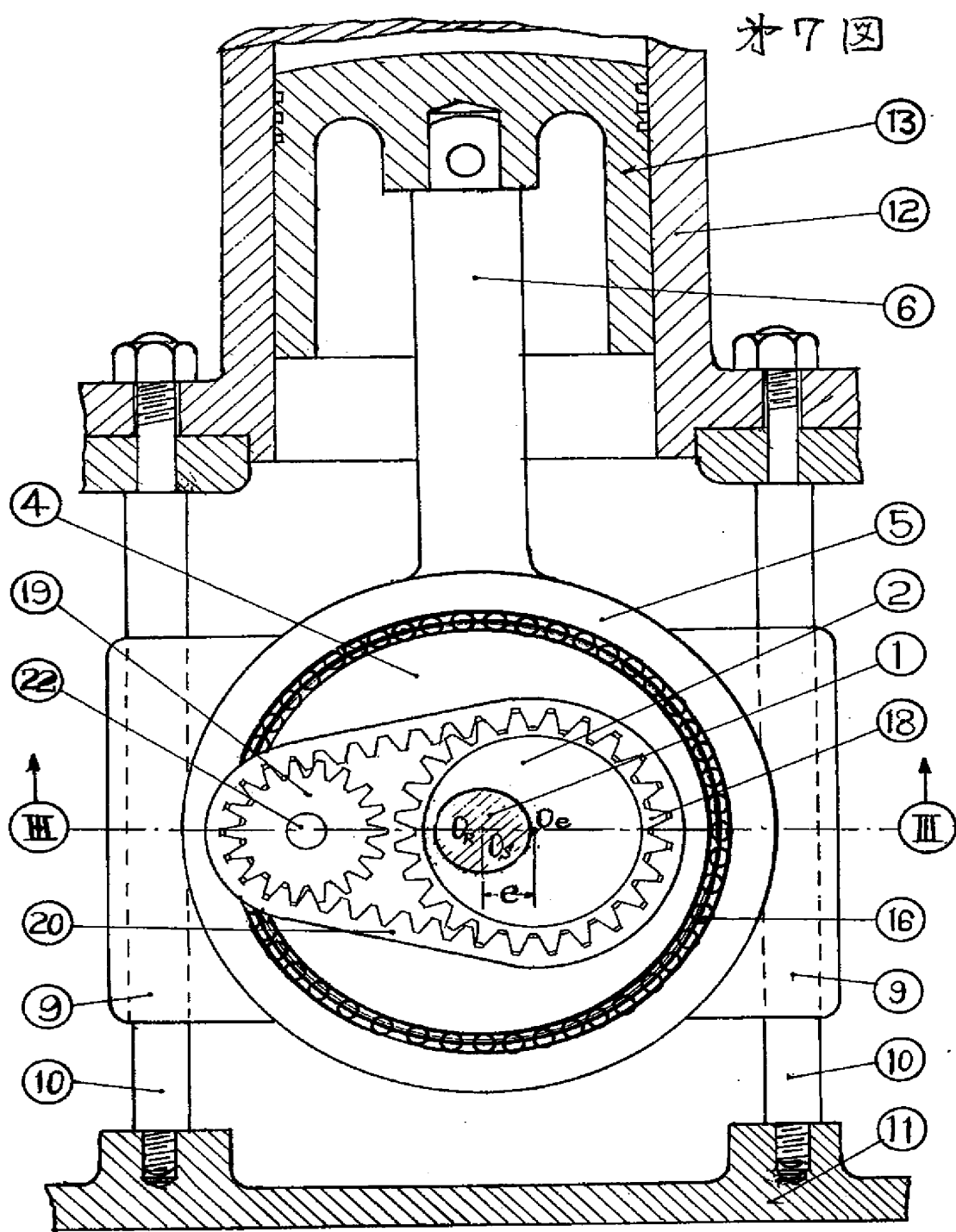
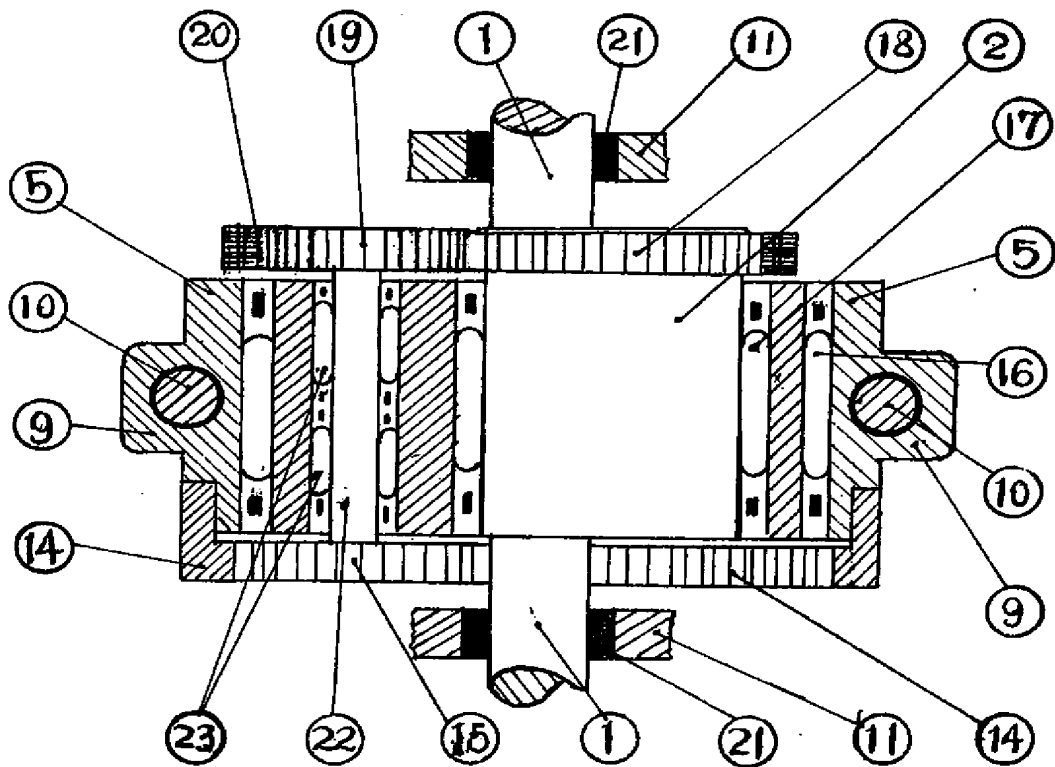


图 8 示



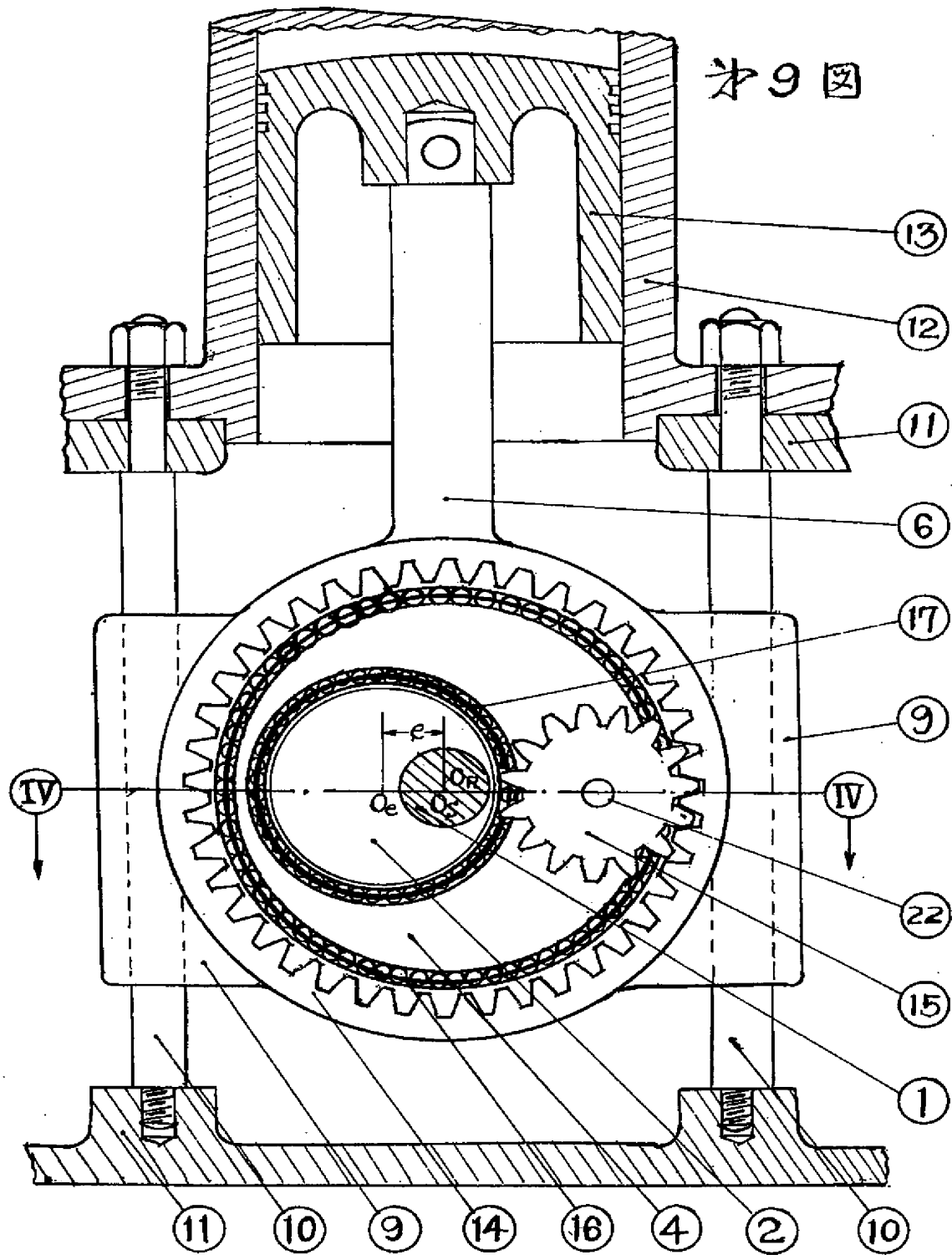
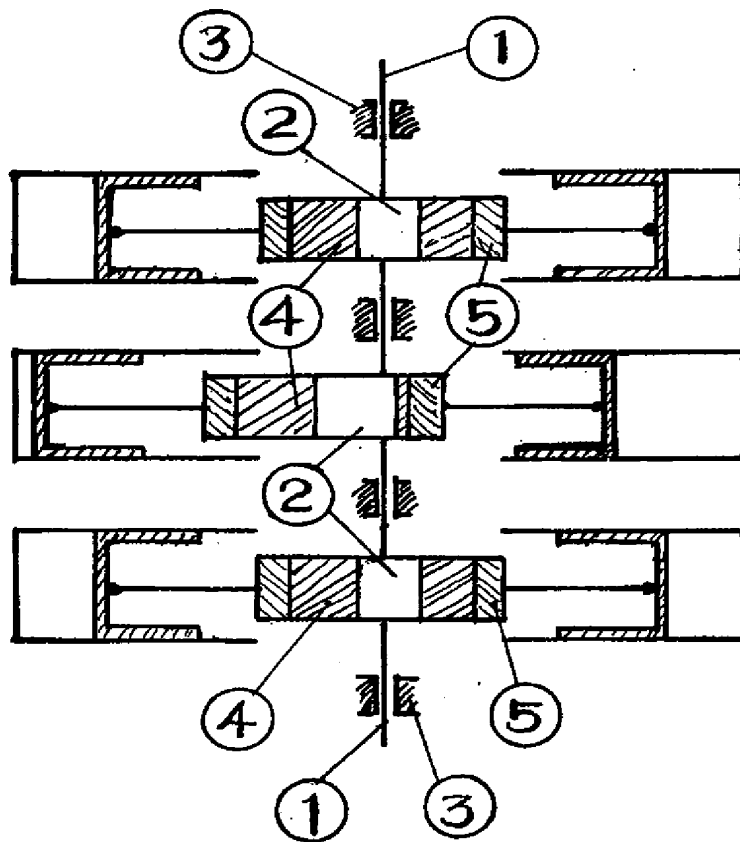


图 12 为



才13 図

